

**В.І. ТОШИНСЬКИЙ**, докт. техн. наук, проф., НТУ «ХПІ»,  
**Ю.А. БАБІЧЕНКО**, канд. техн. наук, доцент, УкрДАЗТ, м. Харків,  
**Т.В. ВЛАСОВА**, аспірант, НТУ «ХПІ»

## **ЗАСТОСУВАННЯ МАТЕМАТИЧНОГО МОДЕЛЮВАННЯ ДЛЯ ДІАГНОСТНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ ТЕПЛООБМІНУ У ВИПАРНИКАХ БЛОКУ ВТОРИННОЇ КОНДЕНСАЦІЇ АПАРАТІВ СИНТЕЗУ АМІАКУ**

У статті поставлене питання збільшення енергоефективності агрегату синтезу аміаку. Була запропонована математична модель випарника блоку вторинної конденсації, яка може бути використана для розробки нової енергозберігаючої технологічної системи на стадії проектування. Представлені результати моделювання та алгоритм ідентифікації математичної моделі.

В статье поставлен вопрос увеличения энергоэффективности агрегата синтеза аммиака. Была предложена математическая модель испарителя блока вторичной конденсации, которая может быть использована для разработки новой энергосберегающей технологической системы на стадии проектирования. Представлены результаты моделирования и алгоритм идентификации математической модели.

The article raised issues of increasing energy efficiency of ammonia synthesis unit. It was proposed mathematical model of secondary evaporator unit condensation, which can be used to develop new energy-efficient technological system at the design stage. The results of simulation and mathematical model identification algorithm was presented.

**Вступ і постановка задачі досліджень.** Найбільш енергоємним за споживанням електроенергії (до 40 % у загальній схемі споживання агрегату) є блок вторинної конденсації, що включає конденсаційну колону та два випарники, включених у схему роботи двох абсорбційно-холодильних установок (АХУ) і турбокомпресорного холодильного агрегату (АТК). Останній і обумовлює таку підвищену енергоємність. Тому синтез енерготехнологічної системи що виключає АТК є актуальним завданням у підвищенні енергоефективності агрегату в цілому.

Синтез такого роду енергозберігаючих технологічних систем значно ефективніше на стадії проектування вирішується з використанням методу математичного моделювання, що дозволяє здійснювати прогнозування показників у різних комбінаціях апаратурно-технологічного оформлення. Основний етап проектування пов'язаний з ідентифікацією процесу теплообміну в апаратах блоку вторинної конденсації, зокрема випарників, протікання кон-

денсаційних процесів у яких, як свідчить аналіз літератури [1, 2], значно ускладнюється визначенням основного параметра зв'язку ідентифікації – коефіцієнта теплопередачі. Таке положення викликано в основному наявністю конденсаційного термічного опору, установлення величини якого й алгоритму ідентифікації, що встановлює наявність його, і було метою дійсних досліджень.

**Методика та результати досліджень.** У процесі досліджень використали експериментальні дані, по роботі випарника в промислових умовах, що являє собою кожухотрубний з U-подібними трубками теплообмінник затопленого типу. При цьому, циркуляційний газ із парами аміаку охолоджується у внутрішньому трубному просторі, а холодоагент (аміак) кипить у міжтрубному просторі.

Розрахунок величини теплового потоку  $\Phi$  здійснювався відповідно до алгоритму представленому в роботі [3], а експериментальний коефіцієнт теплопередачі  $K$  (Вт/м<sup>2</sup>·К) визначався за формулою:

$$K = \Phi / F \cdot \Delta t_{cp}, \quad (1)$$

де  $F = 520 \text{ м}^2$  – поверхня теплообміну;  $\Delta t_{cp}$  – середньологарифмічна різниця температур, °С.

Перенос теплоти крізь шар конденсату, що рухається, визначається конвективним теплообміном, розрахунок коефіцієнту тепловіддачі  $\alpha_{вн}$  (Вт/м<sup>2</sup>·К) (дифузійний термічний опір  $R_{\partial}$ ) згідно якого виконався за формулою Краусольда [4]:

$$\alpha_{вн} = A \cdot W_{тр}^{0,8} \cdot d_{вн}^{-0,2}, \quad (2)$$

де  $A$  – коефіцієнт, що залежить від температури;  $W_{тр}$  – вагова швидкість циркуляційного газу у внутрішньому трубному просторі на одиницю поверхні, кг/м<sup>2</sup>·°С;  $d_{вн} = 0,015 \text{ м}$  – внутрішній діаметр труб.

Коефіцієнт тепловіддачі  $\alpha_{мт}$  (Вт/м<sup>2</sup>·К) з боку киплячого аміаку у зоні розвиненого бульбашкового кипіння на зовнішній поверхні пучків труб в об-

ласті помірних теплових навантажень розраховувався за достатньо випробуваною формулою [5]:

$$\alpha_{mm} = 2,2 \cdot q^{0,7} \cdot p_{mm}^{0,21}, \quad (3)$$

де  $q$  – питомий тепловий потік, Вт/м<sup>2</sup>;  $p_{mm}$  – тиск кипіння у помірному просторі випарника, бар.

У процесі розрахунків була використана логоріфмічна залежність вихідної температури циркуляційного газу від його температури на вході до випарника для розрахунку середньої температури циркуляційного газу, де коефіцієнт  $n = 6$ :

$$K_t = 0,5581 \cdot (t_{\zeta 2}^{6x} - t_{\zeta 2}^{6ux}) + 0,0001; \quad (4)$$

$$t_{\zeta n} = t_{\zeta 2}^{6x} - K_t \cdot \ln n; \quad (5)$$

$$t_{\zeta 2}^{cp} = \sum t_{\zeta n} / n. \quad (6)$$

Температура кипіння у помірному просторі  $t_{mm}$ , поверхні конденсату  $t_n$ , температури стінки зі сторони циркуляційного газу  $t_{cm}^{\zeta 2}$  та киплячого холодоагенту  $t_{cm}^{mm}$ , а також термічний опір конденсату  $R_K$  визначались з виражень:

$$t_{mm} = t_{cp}^{\zeta 2} - \Delta t_{cp}; \quad (7)$$

$$t_n = t_{cp}^{\zeta 2} - q \cdot R_{\partial}; \quad (8)$$

$$t_{cm}^{mm} = t_{mm} + q / \alpha_{mm}; \quad (9)$$

$$t_{cm}^{\zeta 2} = t_{cm}^{mm} + q \cdot (R_{cm} + R_3); \quad (10)$$

$$R_k = (t_n - t_{cm}^{y_2}) / q, \quad (11)$$

де  $(R_{cm} + R_3) = 0,00025664 \text{ м}^2 \cdot \text{К/Вт}$  – сумарний термічний опір стінок труб та забруднень [2],  $R_0 = 1/\alpha_{вн}$  – дифузійний термічний опір,  $\text{м}^2 \cdot \text{К/Вт}$ .

Таблиця 1

Результати досліджень по роботі випарника

№ режиму	Циркуляційний газ (трубний простір)					Киплячий холодоагент				
	Витрата, нм <sup>3</sup> /год	Тиск, МПа	Температура входу, °С	Склад на вході, % об.					Концентрація на вході випарника, кг/кг	Тиск, МПа
				Водень	Азот	Метан	Аргон	Аміак		
1	319614	24,2	16	55,7	18,9	8,4	6,9	10,1	0,989	0,19
2	316233	23,0	23	56,0	18,9	8,3	6,9	9,9	0,991	0,25
3	310500	23,8	13	56,5	19,4	8,5	5,9	8,7	0,993	0,16
4	321752	23,0	15	55,6	19,2	8,7	6,7	9,8	0,993	0,17
5	317404	23,6	18	56,2	20,0	8,4	7,3	8,1	0,995	0,20
6	315433	22,7	18	56,8	17,6	8,8	6,8	10,0	0,995	0,20
7	311760	23,5	13	57,2	19,0	8,0	6,9	8,9	,0997	0,20
8	320042	23,6	18	56,2	19,5	7,7	6,8	9,8	0,996	0,25

Таблиця 2

Показники роботи випарника за опитними даними

№ режиму	Температура			Тепловий потік, МВт	Коефіцієнт теп- лопередачі, Вт/м <sup>2</sup> ·К	Коефіцієнт теп- ловіддачі з боку холодоагенту, Вт/м <sup>2</sup> ·К	Коефіцієнт теп- ловіддачі з боку циркуляційного газу, Вт/м <sup>2</sup> ·К	Термічний опір конденсату 10 <sup>4</sup> , м <sup>2</sup> ·К/Вт
	Циркуляційно- го газу на ви- ході з випар- ника, °С	У міжтрубному просторі, °С	Поверхні кон- денсату, °С					
1	-5	-11,9	0,59	4,49	537,5	1432,7	3378,0	4,93
2	-1	-8,9	5,22	5,36	598,9	1718,9	3339,7	5,32
3	-11	-18,9	-4,54	4,78	534,2	1444,1	3225,3	6,13
4	-8	-15,5	-1,87	4,94	578,4	1496,9	3395,7	5,10
5	-6	-13,9	0,46	5,03	562,2	1569,0	3388,8	5,90
6	-6	-13,9	0,26	5,18	578,9	1601,6	3269,3	5,41
7	-3	-8,25	1,26	3,30	554,3	1168,5	3265,6	3,85
8	4	-0,9	7,66	3,12	597,9	1056,9	3376,0	1,73

З урахуванням вищевикладеного коефіцієнт теплопередачі у випарнику буде визначатися наступним вираженням:

$$K = \frac{1}{1/\alpha_{mt} + R_k + R_z + R_{ct} + 1/\alpha_{вн}}. \quad (12)$$

Окремі результати досліджень та розрахунків представлені в табл. 1 та табл. 2. Як свідчать отримані дані у табл. 1 та табл. 2 для  $R_k$ , доля конденсаційного термічного опору суттєва та складає у середньому 30 % від загального термічного опору. Тому недооцінка явища конденсації при проектуванні і обумовила завищені значення для  $K$  більш ніж у 1,5 рази.

**Алгоритм та результати математичного моделювання.** В процесі розробки алгоритму ідентифікації вираження (1 – 12) доповнювалися звичайними рівняннями матеріального та теплового балансів. В табл. 3 представлені окремі результати розрахунку цільових показників роботи випарника відповідно з розробленим алгоритмом, узагальнена блок-схема якого приведена на рисунку. У алгоритмі були використані такі умовні позначення:  $V_{цг}^H$  – об’ємна витрата циркуляційного газу на вході до випарника, м<sup>3</sup>/с;  $M_x^{вх}$ ,  $M_y^{вих}$ ,  $M_x^{вих}$  – масова витрата хладагенту на вході, виході випарника та флегми відповідно, кг/с;

Таблиця 3

Показники роботи випарника за математичною моделлю

№ режиму	Температура			Тепловий потік, МВт	Коефіцієнт теплопередачі, Вт/м <sup>2</sup> ·К	Коефіцієнт тепловіддачі з боку холодоагенту, Вт/м <sup>2</sup> ·К	Коефіцієнт тепловіддачі з боку циркуляційного газу, Вт/м <sup>2</sup> ·К	Термічний опір конденсації 10 <sup>-4</sup> , м <sup>2</sup> ·К/Вт
	Циркуляційного газу на вході з випарника, °С	У міжтрубному просторі, °С	Поверхні конденсації, °С					
1	-5,3	-12,3	0,38	4,54	571,8	1444,2	3378,0	5,04
2	-1,2	-9,15	5,08	5,39	598,5	1726,9	3339,7	5,36
3	-11,5	-19,55	-4,89	4,86	532,2	1461,0	3225,3	6,28
4	-8	-15,5	-1,87	4,94	578,4	1496,9	3395,7	5,10
5	-6,5	-14,55	0,10	5,12	560,5	1587,7	3388,8	6,03
6	-6	-13,9	0,26	5,18	578,9	1601,6	3269,3	5,40
7	-3	-8,25	1,26	3,30	554,3	1168,5	3265,6	3,85
8	3,7	-1	7,44	3,17	595,8	1070,1	3376,0	1,91

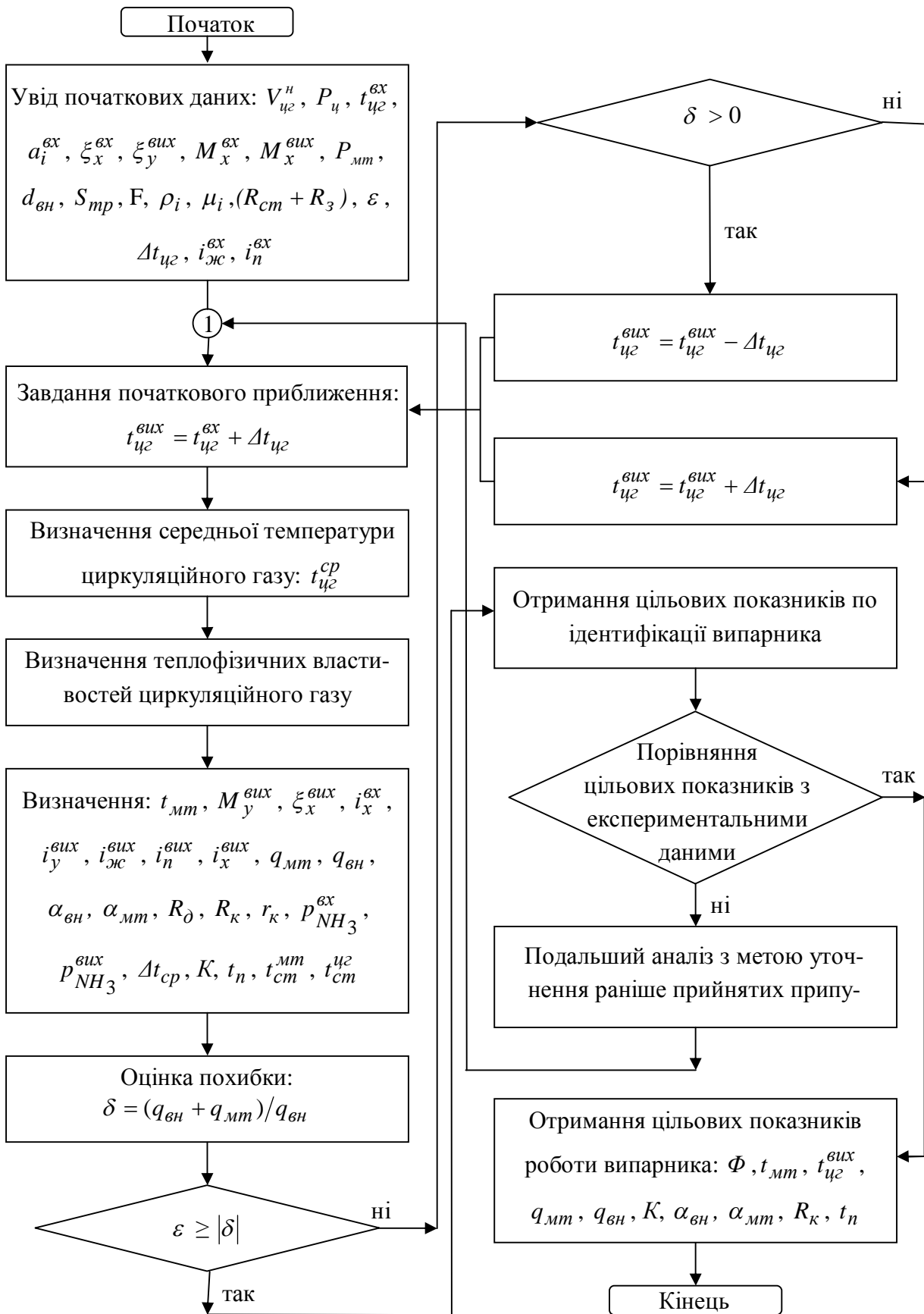


Рисунок – Блок-схема алгоритму ідентифікації математичної моделі випарника

$P_{ц}$  – тиск циркуляційного газу, Па;  $t_{цг}^{вх}$ ,  $t_{цг}^{вих}$  – температура циркуляційного газу на вході та виході випарника, °С;  $\xi_x^{вх}$ ,  $\xi_y^{вих}$ ,  $\xi_x^{вих}$  – концентрація аміаку на вході, виході випарника та флегми, кг/кг;  $a_i^{вх}$  – об'ємна концентрація компоненту у газовій суміші;  $S_{тр}$  – міжтрубний переріз, м;  $\rho_i$ ,  $\mu_i$  – густина та молекулярна маса компоненту, кг/м<sup>3</sup>;  $\varepsilon$  – значення похибки розрахунків, що задаються, %;  $\Delta t_{цг}$  – крок зміни температури при розрахунках, °С;  $i_x^{вх}$ ,  $i_y^{вих}$ ,  $i_{ж}^{вх}$ ,  $i_n^{вх}$ ,  $i_{ж}^{вих}$ ,  $i_n^{вих}$ ,  $i_x^{вих}$  – ентальпія хладагенту та циркуляційного газу (рідкої та парової фази) на вході, виході та флегми, Дж/кг;  $q_{мт}$ ,  $q_{вн}$  – питомий тепловий потік з боку холодоагенту та циркуляційного газу, Вт/м<sup>2</sup>;  $r_k$  – питома теплота фазового перетворення, Дж/м<sup>2</sup>;  $p_{NH_3}^{вх}$ ,  $p_{NH_3}^{вих}$  – парціальний тиск аміаку на вході та виході випарника, Па.

**Висновки.** В процесі досліджень була отримана математична модель та алгоритм ідентифікації випарника, які можуть використовуватися для проектування нових типів даного апарату. Також розраховані основні цільові показники роботи випарника, а саме конденсаційний термічний опір, доля якого у загальному термічному опорі склала біля 30 %, що свідчить про його суттєву значимість для визначення коефіцієнту теплопередачі. Середньоарифметичне відхилення склало не більше 5 %, що вказує на адекватність цієї моделі.

**Список літератури:** 1. *Исоченко В.П.* Теплопередача: учебник для ВУЗов / *В.П. Исоченко, В.А. Осипова, А.С. Сукомел.* – [3-е изд. перераб. и доп.]. – М.: Энергия, 1975. – 488 с. 2. *Тошинський В.І.* Дослідження процесу теплообміну при конденсації аміаку з циркуляційного газу у випарниках великотоннажних агрегатів синтезу / *В.І. Тошинський, А.К. Бабіченко, Е.А. Пирсенкова*// Інтегровані технології та енергозбереження. – 2008. – № 3. – С. 21 – 25. 3. *Ефимов В.Т.* Повышение эффективности работы абсорбционных холодильных установок в агрегатах синтеза аммиака большой мощности / *В.Т. Ефимов, С.А. Ерощенков, А.К. Бабіченко* // Холодильная техника. – 1979. – № 2. – С. 23 – 26. 4. *Рамм В.М.* Теплообменные аппараты / *В.М. Рамм.* – М.: Химия, 1948. – 126 с. 5. *Бараненко А.В.* Холодильные машины: учебник для студентов ВУЗов по специальности «Техника и физика низких температур» / [*А.В. Бараненко, Н.Х. Бухарин, В.Н. Пекарев и др.*]; под общ. ред. *Л.С. Тимофеевского.* – С-Пб.: Политехника, 1997. – 922 с.

Надійшла до редколегії 05.10.10